



Optimisation des performances thermiques et hydrauliques d'un nanofluide à base de nanotubes de carbone dans un dissipateur de chaleur à microcanaux rectangulaires

Salma Halelfadl, Normah Mohd-Ghazali, Thierry Maré, Patrice Estellé

► To cite this version:

Salma Halelfadl, Normah Mohd-Ghazali, Thierry Maré, Patrice Estellé. Optimisation des performances thermiques et hydrauliques d'un nanofluide à base de nanotubes de carbone dans un dissipateur de chaleur à microcanaux rectangulaires. XIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, Jun 2013, Reims, France. hal-00992790

HAL Id: hal-00992790

<https://hal.science/hal-00992790>

Submitted on 20 May 2014

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Optimisation des performances thermiques et hydrauliques d'un nanofluide à base de nanotubes de carbone dans un dissipateur de chaleur à microcanaux rectangulaires

Salma **HALELFADL**^{a,*}, Normah **MOHD-GHAZALI**^b, Thierry **MARE**^a, Patrice **ESTELLE**^c,

^a LGCGM INSA Rennes, IUT Saint Malo, Saint Malo, France

^b Faculty of Mechanical Engineering, UTM, Johor Bahru, Malaysia

^c LGCGM INSA Rennes, IUT Rennes1, Rennes, France

Le présent travail s'attache à étudier l'optimisation d'un dissipateur de chaleur à microcanaux rectangulaires en utilisant un nanofluide à base de nanotubes de carbone comme liquide de refroidissement. La concentration massique de nanotubes de carbone utilisée dans cette étude est 0,01%. La masse volumique, la conductivité thermique et la viscosité dynamique du nanofluide sont mesurées expérimentalement afin d'évaluer la résistance thermique et la puissance de pompage dans le dissipateur de chaleur en régime laminaire. L'optimisation des performances thermiques (résistance thermique) et des pertes de charge (puissance de pompage) est basée sur l'algorithme génétique multi-objectifs NSGA-2 (Non Dominated Sorting Algorithm 2). Les effets de la température, des dimensions des canaux et l'utilisation du nanofluide à base de nanotubes de carbone sur la résistance thermique et la puissance de pompage sont étudiés. Les résultats montrent que l'utilisation optimisée du nanofluide étudié permet de réduire la résistance thermique totale et peut améliorer significativement les performances thermiques du fluide de refroidissement à haute température.

Mots Clés : Dissipateur de chaleur à microcanaux, nanofluide, performance thermique, optimisation NSGA2

NOMENCLATURE

Symboles :

T	Température, °C
Re	Nombre de Reynolds
f	Facteur de friction
G	Débit volumique, m ³ /s
D	Diamètre, m
v	Vitesse, m/s
k	Conductivité thermique, W/m.K
L	Longueur, m
C_p	Chaleur spécifique, J/kg.K
h	Coefficient d'échange convectif, W/m ² .K
D_h	Diamètre hydraulique, m
P_p	Puissance de pompage, W
H	Hauteur, m
W, w	Largeur, m
R	Résistance thermique, K/W

q Flux de chaleur, W

Lettres grecques :

μ	Viscosité dynamique, Pa.s
α	Rapport d'aspect des canaux
β	Rapport largeur paroi
η	Efficacité de l'ailette
ΔP	Pertes de charge, Pa
ρ	Masse volumique, kg/m ³
ϕ	Concentration, %

Indices / Exposants :

f	Fluide	nf	Nanofluide
0	Eau	mf	A l'intérieur des canaux
c	Canal	dc	Dissipateur de chaleur
bf	Fluide de base	np	Nanoparticules
w	Paroi	v	Volumique

1. INTRODUCTION

Les dissipateurs de chaleur à microcanaux ont fait l'objet de plusieurs investigations depuis les résultats du travail innovant de Tukerman et Pease [1], en raison de leurs capacités à dissiper de fortes puissances thermiques dans des espaces relativement réduits. Les fluides de refroidissement les plus souvent utilisés dans les dissipateurs de chaleur sont l'air, l'eau et les fluides frigorigènes qui ont des conductivités thermiques relativement faibles et qui limitent parfois leur capacité de transfert de chaleur [2]. L'idée est alors d'utiliser les nanofluides, particules de taille nanométrique en dispersion dans des fluides caloporteurs, susceptibles d'apporter des gains de performances très importants [3-5]. L'ajout des nanoparticules au fluide de base permet d'améliorer la conductivité thermique du nanofluide mais cela peut aussi conduire à une augmentation défavorable de la viscosité dynamique. Ce qui montre que ces deux propriétés sont étroitement corrélées. Une augmentation significative de la viscosité engendre des pertes de charge pouvant compenser les gains en performances thermiques dans certaines applications industrielles [6]. Il est donc nécessaire d'envisager une approche globale afin d'évaluer les bénéfices pratiques apportés par l'utilisation des nanofluides. Un meilleur contrôle des propriétés thermo physiques est nécessaire afin d'étudier de façon rigoureuse les nanofluides et de comprendre leur comportement.

L'utilisation des nanofluides à base de nanotubes de carbone comme fluide de refroidissement dans les dissipateurs de chaleur à microcanaux est rarement étudiée. L'objectif du présent travail est d'optimiser la résistance thermique et la puissance de pompage dans un dissipateur de chaleur à microcanaux rectangulaires en régime laminaire en utilisant l'algorithme d'optimisation développé par Ahmed et al. [7]. L'optimisation des performances thermiques (résistance thermique) et hydrodynamiques (puissance de pompage) est basée sur l'algorithme génétique multi-objectifs NSGA-2 (Non Dominated Sorting Algorithm 2). Les effets de la température, des dimensions des canaux et l'utilisation du nanofluide à base de nanotubes de carbone sur la résistance thermique et la puissance de pompage sont étudiés.

2. Modèle Mathématique

2.1. Formulation mathématique

La figure 1 montre la configuration géométrique du dissipateur de chaleur à microcanaux utilisé. Le dissipateur de chaleur est composé de n canaux parallèles à section rectangulaire transversale. Un flux de chaleur uniforme (q) est supposé appliqué par une source de chaleur à la surface inférieure. La surface supérieure est supposée adiabatique. Le liquide de refroidissement s'écoule à travers les canaux. L , W , H et t sont respectivement la longueur, la largeur, la hauteur et l'épaisseur du dissipateur de chaleur. w_c , H_c et w_w sont respectivement la largeur, la hauteur du canal, et la largeur de la paroi séparant deux canaux (Fig. 1).

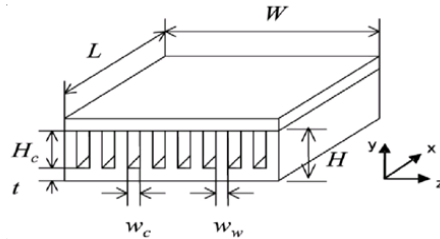


Figure 1 : Schéma du dissipateur de chaleur à microcanaux

Le tableau 1 regroupe les grandeurs, supposées constantes, utilisées dans cette étude.

Tableau 1 Dimensions du dissipateur de chaleur

Paramètres	Valeur
Largeur du dissipateur W (m)	1×10^{-2}
Longueur du dissipateur. L (m)	1×10^{-2}
Epaisseur du dissipateur. t (m)	213×10^{-6}

On définit α et β comme suit :

$$\alpha = \frac{H_c}{w_c} \quad \beta = \frac{w_w}{w_c}$$

Avec α est le rapport d'aspect des canaux ; β est le rapport largeur paroi. Ces deux grandeurs sont utilisées par la suite comme variables d'optimisation.

Les performances thermiques sont évaluées par rapport à la résistance thermique totale définie par le rapport de la différence de la température d'entrée et la température de sortie maximale du fluide de refroidissement et le flux de chaleur (q). La résistance totale R est calculée en utilisant l'équation 1 [7]

$$R = \frac{L}{(Cp)_f \mu_f} \frac{2}{Re} \frac{1+\beta}{1+\alpha} + \frac{1}{h_{av}} \frac{1+\beta}{1+2\alpha\eta} + \frac{t}{k_{dc}} + \frac{1+\beta}{\pi k_{dc}} \ln \left[\frac{1}{\sin \frac{\pi\beta}{2(1+\beta)}} \right] \alpha H_c \quad (1)$$

Les pertes de charge et la puissance de pompage sont déterminées à partir des équations 2 et 3 [7]

$$\Delta p = f \frac{(1+\alpha)L}{2H_c} \rho_f \frac{V_{mf}^2}{2} + (1.79 - 2.23 \left(\frac{1}{1+\beta} \right) + 0.53 \left(\frac{1}{1+\beta} \right)^2) \rho_f \frac{V_{mf}^2}{2} \quad (2)$$

$$P_p = \Delta p_{tot} \times G \quad (3)$$

Le coefficient d'échange convectif moyen h est évalué à partir de la corrélation de Kim et Kim [8] (équation 4).

$$h = 2.253 + 8.164 \left(\frac{\alpha}{\alpha+1} \right)^{1.5} \frac{k_f}{D_h} \quad (4)$$

Le coefficient de friction f est calculé à partir de l'équation suivante [9] :

$$f Re = \left[\left(3.2 \left(\frac{Re D_h}{L} \right)^{0.52} \right)^2 + (4.7 + 19.64 B)^2 \right]^{0.5}$$

$$\text{Avec } B = \frac{\left(\frac{1}{\alpha} \right)^2 + 1}{\left(\frac{1}{\alpha} + 1 \right)^2}$$

Le nombre de canaux est calculé à partir de l'équation 5

$$n = \frac{W}{w_c + w_w} \quad (5)$$

2.2. Validation du modèle mathématique

Les résultats du modèle mathématique de la résistance thermique totale et des pertes de charge (équations 1 et 2) ont été comparés avec les résultats expérimentaux de Tuckerman et Pease [1] pour l'eau distillée comme fluide de refroidissement. Les propriétés de l'eau pure à 23°C et les mêmes propriétés et dimensions du dissipateur de chaleur utilisé par Tuckerman et Pease sont adoptées afin de valider notre modèle (Tableau 2).

Tableau 2 : Validation du modèle mathématique

Modèles	Paramètre						Incertitude relative	
	H_c	α	β	G	R	ΔP	R	ΔP
	mm			cm ³ /s	°C/W	KPa	(%)	(%)
Tuckerman & Pease [1]	0.32	5.714	0.7857	4.7	0.11	103.42	--	--
Présent modèle	0.32	5.714	0.7857	4.7	0.102	108.93	7.3	5.3

D'après les résultats du tableau 2, le modèle mathématique permet de reproduire les résultats expérimentaux de Tuckerman et Pease avec des disparités relativement faibles (environ 7% pour la résistance thermique totale et 5% pour les pertes de charge). Ces disparités peuvent être dues aux différentes approches utilisées dans les deux modèles. Les résultats nous permettent ainsi de valider notre modèle mathématique.

3. Optimisation NSGA-2

3.1. La procédure d'optimisation

Le système est considéré comme un système de fonctions multi-objectif avec deux fonctions objectives liées à ses performances thermiques (la résistance thermique Eq. 1) et hydrodynamiques (la puissance de pompage Eq. 3). L'algorithme NSGA-II sert à optimiser (minimiser) les deux fonctions objectives simultanément. La procédure d'optimisation utilisée est détaillée dans une précédente étude [7]. Nous l'avons modifiée afin de générer un front Pareto optimal permettant de mettre en évidence le meilleur compromis entre la résistance thermique et la puissance de pompage.

3.2. Validation de la procédure d'optimisation

L'optimisation de la résistance thermique et la puissance de pompage ont été menées tout d'abord sur l'eau sous les mêmes conditions opératoires que Tuckerman et Pease [1] (tableau 3). Les résultats de l'optimisation par l'algorithme génétique NSGA2 montrent nettement une réduction significative de la résistance thermique totale de 23%, 36% et 43% respectivement pour $H_c = 320, 302$ et $287 \mu m$.

Tableau 3 : Validation de la procédure d'optimisation

G cm ³ /s	H_c μm	Tuckerman & Pease			Résultats d'optimisation			$\Delta R/R$ %
		α	β	R °C/W	α	β	R °C/W	--
4.7	320	5.71	0.78	0.11	4.899	0.011	0.085	23
6.5	302	6.01	1	0.09	4.922	0.017	0.057	36
8.6	287	5.21	0.818	0.113	4.996	0.011	0.064	43

4. Optimisation du dissipateur de chaleur avec nanofluides

Dans cette partie, un nanofluide à base de nanotubes de carbone est utilisé comme fluide de refroidissement dans le dissipateur de chaleur à microcanaux. Les propriétés thermophysiques (la masse volumique, la conductivité thermique et la viscosité dynamique) utilisées pour évaluer la résistance thermique et la puissance de pompage dans les équations sont d'abord évaluées expérimentalement.

4.1. Choix du nanofluide

Dans le cadre de ce travail, on étudie un nanofluide à base de nanotubes de carbones multi-parois dispersés dans l'eau déminéralisée et du surfactant SDBS (Sodium Dodecyl Benzène Sulfonate). La solution de base initiale comporte 1% en masse de nanotubes de carbone et 2% en masse du surfactant SDBS. La stabilité dans le temps et la dispersion des suspensions dans l'eau ont été assurées par brassage à l'aide d'un agitateur mécanique à ultrasons pour briser les agglomérats et par l'ajout du surfactant SDBS afin d'assurer la stabilité des suspensions.

Après dilution dans de l'eau déminéralisée, une solution de 0.01% massique a été utilisée dans cette étude.

4.2. Propriétés physiques

Nous avons mesuré expérimentalement les propriétés thermo physiques du nanofluide (masse volumique, conductivité thermique et viscosité dynamique).

4.2.1. Masse volumique

Les mesures de masse volumique ont été effectuées sur un densimètre à tube vibrant Anton PAAR couplé avec une cellule DMA 602 conçus pour des mesures de densités des fluides liquide ou gaz. Une description du protocole expérimental a été déjà faite précédemment [10]. L'étalonnage du densimètre a été effectué sur l'eau déminéralisée et sur l'air sec. Il permet une précision de l'ordre de 1.10^{-5} g/cm^3 .

Les résultats de la figure montrent que la masse volumique du nanofluide décroît linéairement avec la température et elle est relativement supérieure à celle de l'eau déminéralisée.

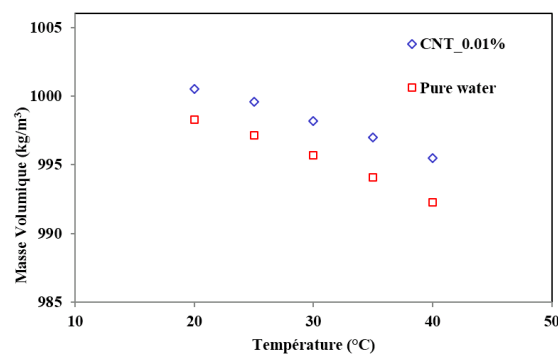


Figure 2 : Evolution de la masse volumique en fonction de la température

4.2.2. Conductivité thermique

Les mesures de la conductivité thermique des nanofluides utilisés ont été effectuées à l'aide d'un appareil KD2 Pro développé par DECAGON Inc.® basé sur la méthode du fil chaud. La précision et la fiabilité des résultats ont été soigneusement vérifiées avec l'eau déminéralisée, utilisée comme liquide de calibration pour des températures de 20 à 50°C. Les résultats expérimentaux sur l'eau ont été comparés avec les données de la littérature et permettent de valider notre protocole expérimental avec une précision inférieure à 3.5%.

Les résultats de la figure 3 montrent que la conductivité thermique du nanofluide augmente avec la température. L'amélioration de la conductivité thermique apportée par l'ajout des nanotubes de carbone est de l'ordre de 2% à 20°C, 9% à 30°C et 12% à 40°C.

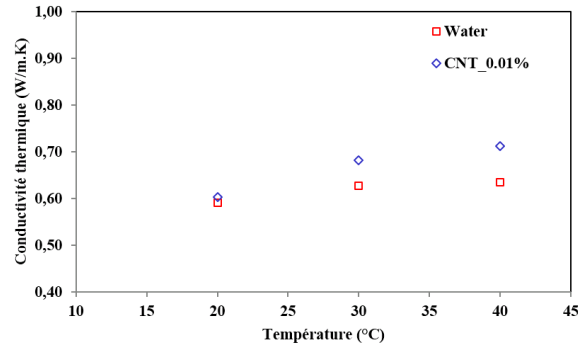


Figure 3 : Evolution de la conductivité thermique en fonction de la température

4.2.3. Viscosité dynamique

Les mesures de viscosité dynamique du nanofluide sont effectuées à l'aide d'un rhéomètre Malvern Kinexus Pro. La procédure de mesure ainsi que la validation du protocole expérimental sont détaillés dans un précédent travail [11]. Les essais ont été répétés afin de s'assurer de la reproductibilité de la mesure et de la stabilité des nanofluides dans le temps. La figure 4 représente l'évolution de la viscosité apparente en fonction de la vitesse de cisaillement à 10, 20, 30 et 40°C. Les résultats montrent que la viscosité apparente du nanofluide décroît quand la température croît. Le comportement rhéologique du nanofluide est rhéofluidifiant à faibles vitesses de cisaillement (inférieures à 80s⁻¹) et devient newtonien pour des vitesses de cisaillement supérieures à 80s⁻¹.

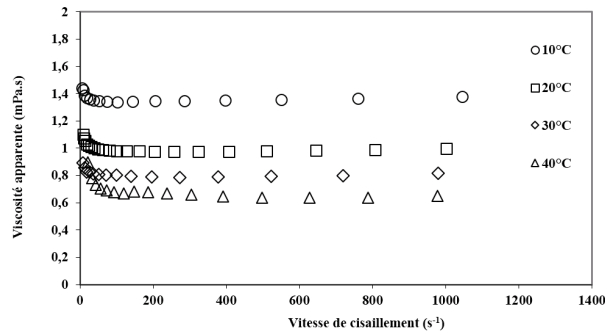


Figure 4 : Evolution de la viscosité dynamique en fonction de la vitesse de cisaillement et la température

Compte tenu des faibles sections des microcanaux, l'écoulement du nanofluide est soumis à des contraintes de cisaillement relativement élevées. On suppose par la suite que la vitesse de cisaillement du nanofluide dans les microcanaux est supérieure à 100s⁻¹ et que le nanofluide est newtonien.

4.2.4. Chaleur spécifique

O'Hanley et al. [12] ont montré expérimentalement en utilisant un calorimètre différentiel à balayage que le modèle de l'équation 6 est le mieux adapté pour le calcul de la chaleur spécifique dans le cas des nanofluides. Nous avons utilisé ce modèle pour déterminer la chaleur spécifique du nanofluide étudié.

$$C_{p,nf} = \frac{\phi_v (\rho C_p)_{np} + (1 - \phi_v) (\rho C_p)_{bf}}{\phi_v \rho_{np} + (1 - \phi_v) \rho_{bf}} \quad (6)$$

5. Résultats et discussion

La résistance thermique et la puissance de pompage de l'eau distillée et du nanofluide étudié sont optimisées dans le dissipateur de chaleur à microcanaux. Et cela afin d'évaluer les bénéfices pratiques de l'utilisation du nanofluide à base de nanotubes de carbone comme fluide de refroidissement. L'optimisation est effectuée à trois températures de fonctionnement 20, 30 et 40°C. Les propriétés thermophysiques du nanofluides à ces températures sont reportées dans le tableau 4.

Tableau 4 : Propriétés thermophysiques du nanofluide

T (°C)	ρ (kg/l)	k (W/m.K)	μ (Pa.s)	C_p (J/kg.K)
20	1,0005	0,6036	0,001	4181,65
30	0,9982	0,6817	0,0009	4177,65
40	0,9955	0,7119	0,0008	4178,65

Le débit volumique et la hauteur des canaux étudiés sont respectivement: $G=4.7 \text{ cm}^3/\text{s}$ et $H_c=320\mu\text{m}$.

Le rapport d'aspect des canaux α et le rapport largeur paroi β sont optimisés pour l'eau distillée et le nanofluide afin d'évaluer le meilleur compromis entre la résistance thermique et la puissance de pompage.

Les résultats montrent que la température a un effet significatif sur les performances thermiques du fluide de refroidissement. En effet, l'amélioration du coefficient d'échange convectif du nanofluide à base de nanotubes de carbone est de l'ordre de 2% à 20°C ; 12% à 30°C et 13% à 40°C par rapport au fluide de base (l'eau distillée).

La figure 5 représente l'évolution de la résistance thermique totale optimisée du nanofluide en fonction de la puissance de pompage à trois températures de fonctionnement : 20, 30 et 40°C. Les résultats de la figure 5 montrent que les performances thermo-hydrauliques du dissipateur de chaleur à microcanaux dépendent de la température de fonctionnement. En effet, pour la même puissance de pompage, la résistance thermique totale décroît quand la température de fonctionnement croît.

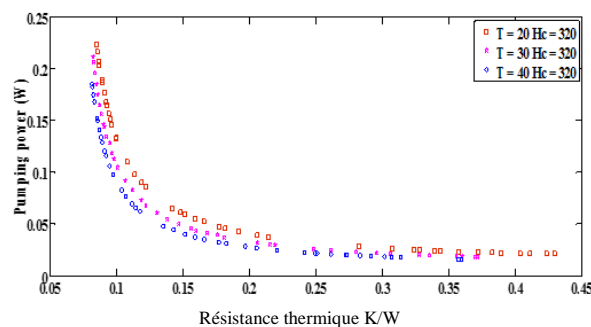


Figure 5 : Evolution de la résistance thermique totale du nanofluide en fonction de la puissance de pompage

Les figures 6 et 7 représentent respectivement l'évolution de la résistance thermique totale optimisée et la puissance de pompage optimisée en fonction du rapport d'aspect des canaux α à 40°C. Les résultats montrent que pour les faibles rapports d'aspect des canaux, l'utilisation du nanofluide permet de réduire la résistance thermique totale jusqu'à 14% par rapport à l'eau à la même puissance de pompage.

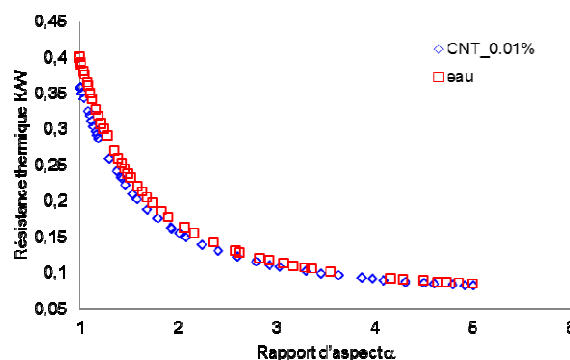


Figure 6 : Evolution de la résistance thermique en fonction du rapport d'aspect des canaux à 40°C

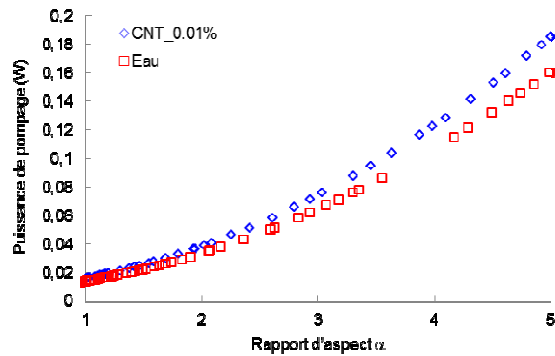


Figure 7 : Evolution de la puissance de pompage en fonction du rapport d'aspect des canaux à 40°C

La figure 8 représente l'évolution de la résistance thermique totale optimisée en fonction du rapport largeur paroi β pour l'eau et le nanofluid à la température 40°C. La figure montre que la résistance thermique totale du nanofluid est clairement plus faible que celle de l'eau.

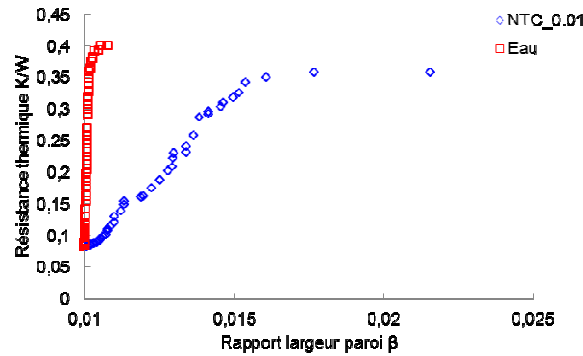


Figure 8 : Evolution de la résistance thermique en fonction du rapport largeur paroi β à 40°C

6. Conclusion

Nous avons caractérisé expérimentalement les propriétés thermophysiques d'un nanofluid composé de 0.01% (massique) des nanotubes de carbone dispersés dans l'eau déminéralisée afin d'optimiser des performances thermiques (résistance thermique) et hydrodynamiques (puissance de pompage) dans un dissipateur de chaleur à microcanaux rectangulaires en régime laminaire en utilisant l'algorithme génétique multi-objectifs NSGA-2. Les conclusions obtenues sont les suivantes:

- Les mesures expérimentales de la conductivité thermique ont montré une amélioration d'environ 2% à 20°C, 9% à 30°C et 12% à 40°C.
- La température a un effet significatif sur les performances thermiques du fluide de refroidissement. Les résultats ont montré que la résistance thermique optimisée du nanofluid est plus faible que celle de l'eau en particulier à haute température.
- Pour des faibles rapports d'aspect de canaux, l'utilisation du nanofluid permet de réduire la résistance thermique totale jusqu'à 14% par rapport à l'eau et à la même puissance de pompage.

Enfin, Étant donné que le dissipateur de chaleur à microcanaux fonctionne généralement à des températures relativement supérieures à la température ambiante; l'utilisation des nanofluides à base de nanotubes de carbone est clairement souhaitable afin d'améliorer les performances thermiques du fluide de refroidissement.

RÉFÉRENCES

- [1] **Tuckerman D.B., Pease R.F.**, High performance heat sinking for VLSI, IEEE Electron Devices Lett. EDL-2 (1981) 126–129
- [2] **Liu K.V., Choi S.U.S., Kasza K.E.**, Measurements of pressure drop and heat transfer in turbulent pipe flows of particulate slurries, Report, Argonne National Laboratory, 1988, ANL-88-15.
- [3] **Aladag B., Halelfadl S., Doner N., Maré T., Duret S., Estellé P.**, Experimental investigations of the viscosity of nanofluids at low temperatures, App. Energy, 97 (2012) 876-880.
- [4] **Maré T., Halelfadl S., Sow O., Estellé P., Duret S., Bazantay F.**, Comparison of the thermal performances of two nanofluids at low temperature in a plate heat exchanger, Experimental Thermal and Fluid Science, 35/8, 1535-1543, 2011
- [5] **Wen D.S., Ding Y.L.**, Effective thermal conductivity of aqueous suspensions of carbon nanotubes (nanofluids), J. Thermophys. Heat Transfer, Vol.18 4, pp. 481-485, 2004.
- [6] **Ferrouillat S., Bontemps A., Ribeiro J. P., Gruss J. A., Soriano O.**, Hydraulic and heat transfer study of SiO₂/Water nanofluids in horizontal tubes with imposed wall temperature boundary conditions, Int. Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 32, pp. 424-439, 2011
- [7] **Ahmed M. A., Mohd-Ghazali N., Robiah A.**, Optimization of an ammonia-cooled rectangular microchannel heat sink using multi-objective non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA2), Heat and Mass Transfer (48) (2012) 1723-1733.
- [8] **Kim S. J., Kim D.**, Forced convection in microstructures for electronic equipment cooling, Journal of Heat Transfer, (121) (1999) 639-645.
- [9] **Copeland D.**, Optimization of parallel plate heat sinks for forced convection. Sixteenth IEEE Semi-thermSymposium, (2000) 266-272.
- [10] **Halelfadl S., Maré T., Vaerenbergh S., Estellé P., Mojahed M.**, Caractérisation expérimentale des propriétés physiques et évaluation des performances thermohydrauliques du nanofluide à base de nanotubes de carbone, CIFEM 2012.
- [11] **Estellé P., Halelfadl S., Doner N., Maré T.**, Shear history effect on the viscosity of carbon nanotubes water based nanofluid, Current Nanoscience, 9/2 (2013), CNano-EPUB-20130307-1.
- [12] **O'Hanley H., Buangiorno J., McKrell T., Hu L. W.**, Measurement and model validation of nanofluid specific heat capacity with Differential Scanning Calorimetry, Advances in Mechanical Engineering, ID 181079, 2012